

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2003074999
PUBLICATION DATE : 12-03-03

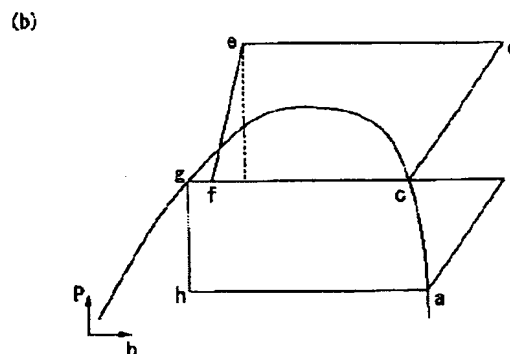
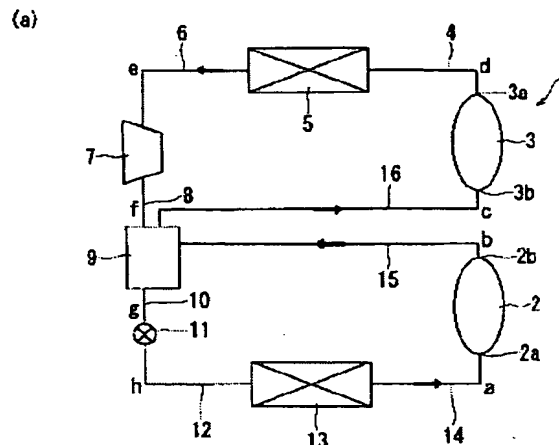
APPLICATION DATE : 31-08-01
APPLICATION NUMBER : 2001262791

APPLICANT : DAIKIN IND LTD;

INVENTOR : YAJIMA RYUZABURO;

INT.CL. : F25B 1/10 F25B 1/00

TITLE : REFRIGERATING MACHINE



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a refrigerating machine capable of lowering discharge temperature as well as raising COP in the refrigerating machine using, e.g. carbon dioxide as a refrigerant.

SOLUTION: A second pressure reducing mechanism 7 having a refrigerant inflow port and a refrigerant outflow port respectively communicating with an outlet of a the gas cooler 5 and an intermediate pressure zone of the compression mechanism 1 is provided, other than a first pressure reducing mechanism 11 interposed between an outlet of the gas cooler 5 and an inlet of an evaporator 13. At least either one of the first and the second compression mechanisms 11 and 7 is constituted of an expansion machine. By such as constitution, reliability is raised by lowering the discharge temperature, and COP is enhanced and operation range is widened. For example, when the first pressure reducing mechanism 11 is constituted of an expansion valve, the degree of superheating of the evaporator is controlled by the expansion valve, so that operation is maintained with a proper refrigerant circulation flow rate. This also raises COP.

COPYRIGHT: (C)2003,JPO

(11)Publication number : **2003-074999**
(43)Date of publication of application : **12.03.2003**

(21)Application number : **2001-262791** (71)Applicant : **DAIKIN IND LTD**
(22)Date of filing : **31.08.2001** (72)Inventor : **YAJIMA RYUZABURO**

[Date of request for examination]
[Date of sending the examiner's decision of rejection]
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]
[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-74999

(P2003-74999A)

(43) 公開日 平成15年3月12日 (2003.3.12)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ト (参考)
F 2 5 B 1/10		F 2 5 B 1/10	S
			H
			Q
1/00	3 9 5	1/00	3 9 5 Z

審査請求 未請求 請求項の数19 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2001-262791 (P2001-262791)

(22) 出願日 平成13年8月31日 (2001.8.31)

(71) 出願人 000002853

ダイキン工業株式会社

大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号

梅田センタービル

(72) 発明者 矢嶋 龍三郎

大阪府堺市金岡町1304番地 ダイキン工業

株式会社堺製作所金岡工場内

(74) 代理人 100084629

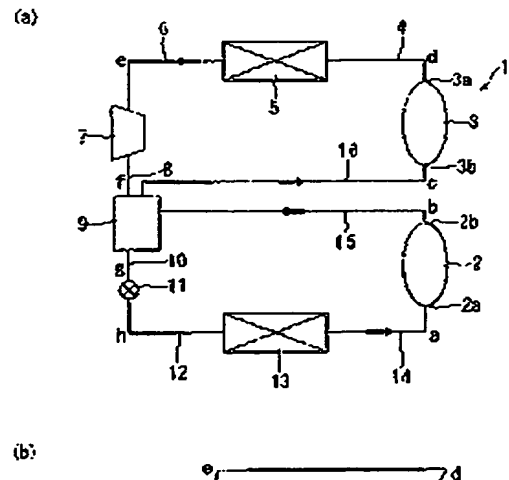
弁理士 西森 正博

(54) 【発明の名称】 冷凍機

(57) 【要約】

【課題】 冷媒として例えば二酸化炭素を用いる冷凍機において、COPの向上と共に吐出温度の低下を図ることが可能な冷凍機を提供する。

【解決手段】 ガス冷却器5の出口と蒸発器13の入口との間に介設される第1減圧機構11とは別に、ガス冷却器5の出口に冷媒流入口が、圧縮機構1の中間圧領域に冷媒流出口が互々連通する第2減圧機構7を設け、これら第1・第2減圧機構11・7の少なくともいずれか一方を膨張機によって形成する。これにより、吐出温度低下による信頼性の向上や運転範囲の拡大を得ることができ、しかもCOPを向上させることができる。また例えば第1減圧機構11が膨張弁から成る場合には、この



(2)

特開2003-74999

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ガス冷媒を圧縮する圧縮機構(1)の吐出側に、順次、ガス冷却器(5)と第1減圧機構(11)(21)と蒸発器(13)とを接続して冷媒循環回路を形成した冷凍機であって、

上記ガス冷却器(5)の出口側に冷媒流入口が連通する一方、冷媒流出口が圧縮機構(1)における圧縮途中の中間圧領域に連通する第2減圧機構(7)(23)を設け、第1減圧機構(11)(21)と第2減圧機構(7)(23)との少なくともいずれか一方を、膨張機で形成していることを特徴とする冷凍機。

【請求項2】 請求項1の冷凍機であって、第2減圧機構(7)をガス冷却器(5)と第1減圧機構(11)との間に介設すると共に、第1減圧機構(11)と第2減圧機構(7)との間を圧縮機構(1)の上記中間圧領域に連通させていることを特徴とする冷凍機。

【請求項3】 請求項2の冷凍機であって、第1減圧機構(11)を膨張弁で形成する一方、第2減圧機構(7)を膨張機で形成していることを特徴とする冷凍機。

【請求項4】 請求項2の冷凍機であって、第2減圧機構(7)を膨張機で形成すると共に、この第2減圧機構(7)とガス冷却器(5)との間に膨張弁(31)を介設していることを特徴とする冷凍機。

【請求項5】 請求項2または4の冷凍機であって、第1減圧機構(11)を膨張機で形成すると共に、この第1減圧機構(11)と第2減圧機構(7)との間に膨張弁(32)を介設していることを特徴とする冷凍機。

【請求項6】 請求項2から5のいずれかの冷凍機であって、第1減圧機構(11)と第2減圧機構(7)との間に中間冷却器(9)を介設して、この中間冷却器(9)を圧縮機構(1)の上記中間圧領域に連通させていることを特徴とする冷凍機。

【請求項7】 請求項2から6のいずれかの冷凍機であって、圧縮機構(1)を、吸込口に蒸発器(13)が接続された低段側圧縮機(2)と、吐出口にガス冷却器(5)が接続された高段側圧縮機(3)とを設けて形成し、低段側圧縮機(2)の吐出口と高段側圧縮機(3)の吸込口との間を前記中間圧領域として形成していることを特徴とする冷凍機。

【請求項8】 請求項6の冷凍機であって、圧縮機構(1)を、吸込口に蒸発器(13)が接続された低段側圧縮機(2)と、吐出口にガス冷却器(5)が接続され

2)を設け、この分流通配管(22)に第2減圧機構(23)を介設していることを特徴とする冷凍機。

【請求項10】 請求項9の冷凍機であって、第2減圧機構(23)を膨張機で形成すると共に、この第2減圧機構(23)とガス冷却器(5)との間に膨張弁(31)を介設していることを特徴とする冷凍機。

【請求項11】 請求項9または10の冷凍機であって、第1減圧機構(21)を膨張機で形成すると共に、ガス冷却器(5)と第1減圧機構(21)との間で分流通配管(22)の接続箇所よりも第1減圧機構(21)側に、膨張弁(32)を介設していることを特徴とする冷凍機。

【請求項12】 請求項9、10または11の冷凍機であって、第2減圧機構(23)を通じた冷媒と、ガス冷却器(5)と第1減圧機構(21)との間の配管内を流れる冷媒との間で熱交換を生じさせる中間冷却器(9)を設けていることを特徴とする冷凍機。

【請求項13】 請求項12の冷凍機であって、第2減圧機構(23)が介設された分流通配管(22)と圧縮機構(1)との間に中間冷却器(9)を設け、ガス冷却器(5)と第1減圧機構(21)との間の配管内を流れる冷媒と上記中間冷却器(9)に流入した冷媒との間で熱交換が生じると共に、中間冷却器(9)内には余剰液冷媒を溜めることのできるように形成していることを特徴とする冷凍機。

【請求項14】 請求項9から13のいずれかの冷凍機であって、圧縮機構(1)を、吸込口に蒸発器(13)が接続された低段側圧縮機(2)と、吐出口にガス冷却器(5)が接続された高段側圧縮機(3)とを設けて形成し、低段側圧縮機(2)の吐出口と高段側圧縮機(3)の吸込口との間を前記中間圧領域として形成していることを特徴とする冷凍機。

【請求項15】 請求項13の冷凍機であって、圧縮機構(1)を、吸込口に蒸発器(13)が接続された低段側圧縮機(2)と、吐出口にガス冷却器(5)が接続された高段側圧縮機(3)とを設けて形成し、低段側圧縮機(2)の吐出口と高段側圧縮機(3)の吸込口とを中間冷却器(9)にそれぞれ連通させていることを特徴とする冷凍機。

【請求項16】 請求項7、8、14または15の冷凍機であって、低段側圧縮機(2)と高段側圧縮機(3)との少なくとも一方をロータリ式またはスイング式の圧縮機で形成していることを特徴とする冷凍機。

(3)

特開2003-74999

3

4

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、二酸化炭素などの超臨界域で作動する冷媒を用いて運転される冷凍機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】近年の冷凍機では、脱フロン化を図るために例えば二酸化炭素等を冷媒として使用する冷凍機の開発が進められている。この二酸化炭素を圧縮式冷凍機に使用する場合、次のような課題がある。

(1) 比熱比が大きいので吐出温度が高くなる。特に低温冷凍機に使用する場合には、蒸発温度が低いために著

*しく吐出温度が上昇し、機器の信頼性を低下させる。したがって、吐出温度を低下させる技術が必要である。

(2) HFC冷媒に比較して理論COP(成績係数)が低い。したがって、COPを向上させる技術が必要である。

【0003】ここで、低温冷凍機用として一般に使用されているHFC冷媒、例えばR134aやR404Aと、二酸化炭素冷媒との標準サイクルでのCOPや吐出温度を試算すると、下記表1のようになる。

10 【0004】

【表1】

冷媒	R134a	R404A	CO ₂
COP	1.403 (156%)	1.230 (137%)	0.897 (100%)
吐出温度(°C)	91	79	156
高圧(MPa)	1.16	2.06	10.0
低圧(MPa)	0.08	0.21	1.43

【0005】ここでの試算条件は次のように設定した。

<条件1>

- ・蒸発温度-30℃
- ・冷媒がHFCのとき、凝縮温度45℃、凝縮器出口温度37℃
- ・冷媒が二酸化炭素のとき、ガス冷却器出口温度37℃
- ・ガス冷却器圧力はCOPを最大にする圧力
- ・蒸発器出口過熱度0℃
- ・冷媒圧力損失は無視、熱交換器性能の冷媒間による差も無視
- ・冷媒物性はNIST REFPROP V6にて計算
- ・圧縮機効率60%

なおガス冷却器出口温度は、室外空気温度が35℃として設定した。

【0006】表1に示されているように、COPに関しては、大巾な差があり、また、二酸化炭素冷媒での吐出温度は、圧縮機の信頼性が維持できる吐出温度といわれている120～130℃を大幅に超えている。

【0007】そこで、二酸化炭素をHFC冷媒に代わって実用化するため、上記のような不具合を解決すべく多くの提案がなされている。例えば特開2000-205164号公報には圧縮を2段とし、低段・高段の圧縮機

の低下が図られる。また、圧縮機内部温度の低下によって圧縮機効率の低下も防止され、高段側の圧縮仕事が減少することによりCOPの向上を得ることができる。圧縮機効率は、上記のような吐出温度の低下によって、ほぼHFC冷媒と同等の効率を確保することができる。以下、この図22に示した構成を従来例1と称して説明する。

【0009】一方、例えば独国特許DE19812220A1には、上記同様の2段圧縮サイクルに、膨張機による動力回収を組み合わせた冷凍サイクルが提案されている。この場合の冷媒回路を図23(a)に示してい

る。すなわち、上記した従来例1では減圧機構として膨張弁85を用いているのに対し、ここでは膨張機91を採用して構成されている。この構成によれば、同図

(b)に示すように、膨張機91通過時に膨張仕事を伴い、これによって、図のように傾斜した等エントロピ線(e-f)に沿う減圧膨張が行われる。この結果、蒸発器入口側と出口側との比エンタルピー差が大きくなって冷凍能力が増加する。また、膨張機91での膨張仕事を回収して圧縮動力の一部として生かすことによって、さらにCOPを向上させることができる。以下、この図23に示した構成を従来例2と称して説明する。

【0010】表2には、上記した従来例1および従来例2の各冷媒回路におけるCOPと吐出温度とについて、前記した条件1と同様の条件下で試算した結果を示して

5

【0011】

【表2】

	従来例1	従来例2
COP	0.984 (107%)	1.240 (130%)
高段吐出温度(℃)	68	68
低段吐出温度(℃)	120	120
高圧(MPa)	9.6	—
中間圧(MPa)	6.7	—
低圧(MPa)	1.43	—

【0012】

【発明が解決しようとする課題】表2に示されているように、従来例1では、二酸化炭素冷媒での前記した、標準サイクルの場合に比べてCOPの改善は見られるものの、HFC冷媒との差を考えれば、更に新しいCOP向上技術が必要であることは明らかである。また、吐出温度に関しても、高段側はかなり低くなるものの、低段側は120℃であり、圧縮機信頼性を確保する上で余裕の無い値になっている。

【0013】一方、従来例2では、減圧機構として膨張機を用いることによってかなり大きなCOPの向上が得られ、前記したR404A冷媒の場合とほぼ同等になっている。したがって性能的にはかなり満足できる結果となっているが、吐出温度に関しては効果が無いため、依然として圧縮機信頼性の課題が残ることになる。

【0014】さらに、減圧機構として膨張機を採用した構成では、蒸発器出口の過熱度が成り行きになってしまうという課題もある。運転条件によっては、過熱度が最適値からずれてCOPが低下し、期待したような効果が得られずに吐出温度のさらなる上昇や、湿り運転による信頼性低下の問題を引き起こすこととなる。

【0015】また二酸化炭素冷媒の場合には、COPを最大にする高圧が存在することが公知の事実である。この最適な高圧に制御するためには、膨張弁によって絞りを変更することによって可能となるが、膨張機による減圧を行う際には、膨張弁のような開度制御ができない。したがって、高圧制御を行うことができずに高圧が理想的な圧力からずれて、期待しているCOPが得難いという問題もある。

【0016】また、二酸化炭素を用いる冷凍機の課題として、運転条件によって必要な冷媒充填量が変化したときにその変化を吸収し、サイクルを循環する冷媒量を常に適正に保つための冷媒貯留手段が必要となることも多く知

(4)

特開2003-74999

6

【0018】この発明は、上記従来欠点を解決するためになされたものであって、その目的は、COPの向上に加え、吐出温度をより低下させて信頼性を向上させることが可能であると共に、さらに、過熱度制御、高圧制御、冷媒過正化が可能な冷凍機を提供することにある。

【0019】

【課題を解決するための手段】そこで、請求項1の冷凍機は、ガス冷媒を圧縮する圧縮機構1の吐出側に、順次、ガス冷却器5と第1減圧機構11・21と蒸発器13とを接続して冷媒循環回路を形成した冷凍機であって、上記ガス冷却器5の出口側に冷媒流入口が直通する一方、冷媒流出口が圧縮機構1における圧縮途中の中間圧領域に連通する第2減圧機構7・23を設け、第1減圧機構11・21と第2減圧機構7・23との少なくともいずれか一方を、膨張機で形成していることを特徴としている。

【0020】この場合、例えば請求項2のように、第2減圧機構7をガス冷却器5と第1減圧機構11との間に介設すると共に、第1減圧機構11と第2減圧機構7との間を圧縮機構1の上記中間圧領域に連通させた構成とすることができる。この構成では、ガス冷却器5で冷却された冷媒が、順次、第2減圧機構7と第1減圧機構11とを通して2段階の減圧膨張を生じた後、蒸発器13に送られるサイクルになるので、以下ではこの構成を2段階膨張サイクルという。

【0021】上記請求項1、2のような構成によれば、ガス冷却器5で冷却され、さらに第2減圧機構7での減圧膨張で温度低下を生じた一部冷媒が、圧縮機構1での圧縮途中の冷媒に混合されるので吐出温度が低下し、これによってオイル劣化や焼き付きが防止されて信頼性が向上し、またCOPが向上する。しかも、第1減圧機構11と第2減圧機構7との少なくともいずれか一方が膨張機で形成されているので、この膨張機によって動力回収が行われ、これによってさらにCOPが向上する。また、第1減圧機構11が膨張弁で形成されている場合には、この膨張弁で蒸発器過熱度制御を行わせることができ、第2減圧機構7が膨張弁で形成されている場合には高圧制御を行わせることができるので、これらの場合には、より適正な冷媒循環量での運転を維持することが可能になって、これによっても全体的なCOPが向上する。

【0022】なお、請求項2の2段階膨張サイクルの構成

(5)

特開2003-74999

7

8

て、高段側の第2減圧機構7を膨張機で形成する場合には、請求項4のように、この第2減圧機構7とガス冷却器5との間に膨張弁31を介設すれば、この膨張弁31で高圧の制御可能な装置とすることができる。一方、低段側の第1減圧機構11を膨張機で形成する場合には、請求項5のように、第1減圧機構11と第2減圧機構7との間に膨張弁32を介設した構成とすれば、この膨張弁32により、蒸発器過熱度を制御可能な装置とすることができる。

【0024】請求項6の冷凍機は、請求項2から5のいずれかの冷凍機において、第1減圧機構11と第2減圧機構7との間に中間冷却器9を介設して、この中間冷却器9を圧縮機構1における中間圧領域に連通させていることを特徴としている。

【0025】このような構成によれば、余剰冷媒を中間冷却器9で吸収することができるので、運転条件が変化しても常に適正冷媒量にて運転可能な装置とすることができる。これによってさらにCOPが向上した装置とすることができる。

【0026】なお圧縮機構1については、請求項7のように、吸込口に蒸発器13が接続された低段側圧縮機2と、吐出口にガス冷却器5が接続された高段側圧縮機3とを設けて形成し、低段側圧縮機2の吐出口と高段側圧縮機3の吸込口との間を前記中間圧領域として形成した構成とすることができる。またこのとき、前記した中間冷却器9も設ける場合には、請求項8のように、低段側圧縮機2の吐出口と高段側圧縮機3の吸込口とをそれぞれ中間冷却器9に連通させた構成とすることができる。

【0027】一方、請求項1の冷凍機においては、請求項9のように、ガス冷却器5と第1減圧機構21との間から分岐されて圧縮機構1の上記中間圧領域に連通する分流通管22を設け、この分流通管22に第2減圧機構23を介設した構成とすることも可能である。この構成では、ガス冷却器5から蒸発器13に送られる冷媒については、第1減圧機構21通過時により減圧膨張を生じるサイクルになるので、以下ではこの構成を1段膨張サイクルという。

【0028】上記のような構成によれば、ガス冷却器5で冷却され、さらに第2減圧機構23での減圧膨張で温度低下を生じた一部冷媒が、圧縮機構1での圧縮途中の冷媒に混合されるので吐出温度が低下し、これによってオイル劣化や焼き付きが防止されて信頼性が向上し、またCOPが向上する。しかも、第1減圧機構21と第2

り適正な冷媒循環量での運転を維持することが可能になって、これによっても全体的なCOPが向上する。

【0029】また、上記請求項9の1段膨張サイクルの構成においても、分流通管22に介設する第2減圧機構を膨張弁で形成する場合は、請求項10のように、この第2減圧機構23とガス冷却器5との間に膨張弁31を介設することによって、前記同様に高圧制御可能な装置とすることができる。また、蒸発器13に連通する第1減圧機構21を膨張機で形成する場合は、請求項11のように、ガス冷却器5と第1減圧機構21との間で分流通管22の接続箇所よりも第1減圧機構21側、すなわち、この第1減圧機構21の上流に膨張弁32を介設した構成とすることで、蒸発器過熱度の制御可能な装置とすることができる。

【0030】請求項12の冷凍機は、請求項9、10または11の冷凍機において、第2減圧機構23を通過した冷媒と、ガス冷却器5と第1減圧機構21との間の配管内を流れる冷媒との間で熱交換を生じさせる中間冷却器9を設けていることを特徴としている。

【0031】このような構成によれば、ガス冷却器5を通過後に第1減圧機構21に向かう冷媒は、第2減圧機構23で減圧膨張して温度低下した冷媒によって冷却され、その後、第1減圧機構21を通して蒸発器13へと送られる。この結果、蒸発器13入口側と出口側との比エンタルピー差がより大きくなって冷凍能力が増加し、COPが向上する。

【0032】請求項13の冷凍機は、請求項12の冷凍機において、第2減圧機構23が介設された分流通管22と圧縮機構1との間に中間冷却器9を設け、ガス冷却器5と第1減圧機構21との間の配管内を流れる冷媒と上記中間冷却器9に流入した冷媒との間で熱交換が生じると共に、中間冷却器(9)内には余剰液冷媒を溜めることができるように形成していることを特徴としている。

【0033】この構成によれば、前記と同様に、余剰冷媒を中間冷却器9で吸収することができるので、常に適正冷媒量にて運転可能な装置とすることができる。これによってさらにCOPが向上した装置とすることができる。

【0034】なお圧縮機構1については、請求項14のように、吸込口に蒸発器13が接続された低段側圧縮機2と、吐出口にガス冷却器5が接続された高段側圧縮機3とを設けて形成し、低段側圧縮機2の吐出口と高段側

(5)

特開2003-74999

9

10

4. 請求項15のように低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とを設けて構成する場合、請求項16のように、これらのうちの少なくとも一方をロータリ式またはスイング式の圧縮機で形成した構成とすれば、例えば二酸化炭素を冷媒として用いる場合でもより圧縮機効率の優れた装置とすることが可能になる。

【0036】一方、膨張機については、請求項17のように、これをスクロール式膨張機で形成することによって、例えばロータリ式の膨張機を用いる場合に比べ、より簡素な構成で高効率の動力回収を行わせることができる。

【0037】請求項18の冷凍機は、請求項1から17のいずれかの冷凍機において、高圧側が超臨界域で運転されることを特徴とし、また請求項19の冷凍機は、請求項1から18のいずれかの冷凍機において、冷媒が二酸化炭素であることを特徴としている。

【0038】このように高圧側が超臨界域で運転される装置では、吐出温度が高くなり易く、また冷媒として二酸化炭素を用いる装置では、二酸化炭素は比熱比が大きいことから吐出温度が高くなり易いが、前記した膨張機6の中間圧の冷媒を圧縮機1の中間圧力領域にインジェクションすることで吐出温度が抑えられるので、このような場合でも、信頼性が高く、また、運転範囲の拡大された装置とすることができる。

【0039】

【発明の実施の形態】次に、この発明の具体的な実施形態について図面を参照して説明する。図1～図6に、この発明の実施形態1～6をそれぞれ示しており、図7～図9に、これら実施形態における冷凍機の性能比較グラフを示している。初めに、図1～図6を参照して各実施形態1～6の構成、および冷媒として二酸化炭素を使用したときの冷凍サイクルについて説明する。

【0040】図1に示す実施形態1の冷凍機は、同図(a)に示すように、ガス冷媒を圧縮する圧縮機1が低段側圧縮機2と、高段側圧縮機3とを設けて構成されている。なお、これら圧縮機2・3は、いずれか一方、或いは双方が、ロータリまたはスイング式の圧縮機で形成されている。高段側圧縮機3の吐出口3aに、順次、第1配管4、ガス冷却器5、第2配管6、高段側減圧機7、第3配管8、中間冷却器9、第4配管10、低段側減圧機11、第5配管12、蒸発器13、第6配管14が接続され、この第6配管14が低段側圧縮機2の吸入口2aに接続されている。そして、この低段側圧縮

(第2減圧機)7は、例えばスクロール型膨張機で構成されている。中間冷却器9は、これに低段側圧縮機2から吐出される中間圧の冷媒と、高段側減圧機7で減圧膨張した中間圧の冷媒とがそれぞれ流入してこの中間冷却器9内で混合された後、この中間冷却器9から、高段側圧縮機3に向かう冷媒と、蒸発器13に向かう冷媒とに分流されるように形成されている。したがって、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とで2段に圧縮された冷媒が、ガス冷却器5を通過後に高段側減圧機7と低段側減圧機11とで2段に膨張されて蒸発器13を通過する冷媒循環サイクルが形成されており、このサイクル中で、低段側圧縮機2から高段側圧縮機3に送られる圧縮途中の冷媒を、高段側減圧機7通過後の冷媒と混合させて冷却するような回路構成になっている。以下、このような冷凍サイクルを2段圧縮2段膨張サイクルという。

【0042】上記構成において、二酸化炭素を冷媒として使用するときの運転状態について、同図(b)を参照して説明する。冷媒は、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とによって適切な超臨界圧力状態dまで圧縮され、圧縮されたガス冷媒は、ガス冷却器5を通過する際に熱を適切な冷却材、例えば冷却空気または水に放出し、状態eまで冷却される。次いで、この冷媒は高段側減圧機7で減圧膨張するが、この高段側減圧機7は膨張機であることから膨張仕事を伴いながら等エントロピ線(e-f)に沿ってそのエンタルピを低下させていく。その後、中間冷却器9に流入し、低段側圧縮機2からの冷媒と混合されて状態gに変化した冷媒が、膨張弁から成る低段側減圧機11を通過時に等エンタルピ線(g-h)に沿ってさらに減圧膨張し、これが蒸発器13で蒸発し(状態a)、低段側圧縮機2に逆流されて圧縮される。

【0043】ここで、高段側減圧機7通過時には、前記のように膨張仕事を伴ってエンタルピを低下させ、また、中間冷却器9からさらにエンタルピを低下させた冷媒が蒸発器13に流入するので、この蒸発器13の冷媒入口側(h)と出口側(a)とにおける冷媒の比エンタルピ差が増大し、冷凍能力が大きくなる。また、高段側減圧機7で冷媒が行った膨張仕事は、これを回収することによって全体的な冷凍サイクルのCOPが向上する。

【0044】一方、低段側圧縮機2で状態aからbまで圧縮された冷媒は、高段側減圧機7通過後の冷媒と中

(7)

特開2003-74999

11

12

11が膨張機で形成されている点で上記実施形態1と相違するだけで、その他の構成は実施形態1と同様である。したがって、実施形態1についての説明図に挙げた部材と同一の機能を有する部材には同一の符号を付記して説明を省略する。後述するさらに他の実施形態においても同様とする。

【0046】この実施形態2の冷凍機では、同図(b)に示すように、ガス冷却器5から出た高圧のガス冷媒(状態e)に対し、まず、高段側減圧機構7で等エントルピ線(e-f)に沿う減圧膨張が生じ、次いで、低段側減圧機構11で等エントロピ線(g-h)に沿う減圧膨張が生じることになる。

【0047】図3(a)に示す実施形態3の冷凍機は、高段側減圧機構7と低段側減圧機構11との双方がそれぞれ膨張機で形成されている点で前記実施形態1と相違する。その他の構成は実施形態1と同様である。したがって、同図(b)に示すように、ガス冷却器5から出た高圧のガス冷媒(状態e)に対し、まず、高段側減圧機構7で等エントロピ線(e-f)に沿う減圧膨張が生じ、次いで、低段側減圧機構11でも等エントロピ線(g-h)に沿う減圧膨張が生じる。

【0048】図4(a)に示す実施形態4の冷凍機においては、圧縮機側の構成は前記実施形態1と同様であるが、ガス冷却器5に上流端が接続された第2配管6の下流端は、前記した高段側減圧機構7ではなく、中間冷却器9に直接接続されている。そして、この中間冷却器9内にはその内部を貫通する熱交換用配管9aが設けられ、この熱交換用配管9aに、上記第2配管6と前記した第4配管10とが接続されている。

【0049】第4配管10と第5配管12との間には、主流側減圧機構21が、前記各実施形態1～3における低段側減圧機構11と同様に設けられている。一方、第2配管6には、この配管の途中から分岐されて中間冷却器9に接続された分流配管22が設けられ、この分流配管21に分流側減圧機構(第2減圧機構)23が介設されている。主流側減圧機構(第1減圧機構)21は膨張弁で形成され、分流側減圧機構23は前記同様にスクロール型の膨張機で形成されている。なお以下では、第2配管6について、分流配管21の接続箇所よりも上流側を第2上流側配管6a、下流側を第2下流側配管6bとも称して説明する。

【0050】このような回路構成では、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とで2段に圧縮された冷媒は、ガス冷

媒2からの吐出ガス冷媒と混合され高段側圧縮機3に吸引され圧縮される。したがって、蒸発器13を通して流れる冷媒に対しては、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とで2段に圧縮された後、ガス冷却器5通過後には主流側減圧機構21での減圧膨張が一度行われるだけであるので、以下ではこのような冷凍サイクルを2段圧縮1段膨張サイクルという。

【0051】中間冷却器9は、上記した混合ガスと熱交換用配管9a内を流れる主流冷媒との間で熱交換を生じさせる熱交換部としての機能を備えるもので、この中間冷却器9において、主流冷媒の温度低下と、高段側圧縮機3に吸引される冷媒の温度低下とが生じる。すなわち同図(b)に示すように、ガス冷却器5を通過して状態eまで冷却された冷媒のうち、前記した主流冷媒は、中間冷却器9内での熱交換によって状態fまで温度低下した後、主流側減圧機構21通過時に等エントルピ線(f-g)に沿って減圧膨張し、蒸発器13に送られる。一方、状態eの冷媒のうち、分流配管22へと分流された冷媒は、膨張機から成る分流側減圧機構23を通過時に等エントロピ線(e-h)に沿って減圧膨張し、低段側圧縮機2で圧縮された冷媒(状態b)と混合される。これにより、高段側圧縮機3へは状態cの冷媒が吸引され、これが所定の超臨界圧力状態dまで圧縮されて吐出される。

【0052】図5(a)に示す実施形態5の冷凍機は、実施形態4と同様の2段圧縮1段膨張の構成を有し、実施形態4との相違は、主流側減圧機構21が膨張機で形成され、分流側減圧機構23が膨張弁で形成されている点である。その他は実施形態4と同様である。したがって、この実施形態5の冷凍機では、同図(b)に示すように、ガス冷却器5から前記第2下流側配管6bを通して蒸発器13へと送られる主流冷媒に、主流側減圧機構21で等エントロピ線(f-g)に沿う減圧膨張が生じる一方、分流配管22を通して流れる分流冷媒は、分流側減圧機構23で等エントルピ線(e-h)に沿う減圧膨張が生じる。

【0053】図6(a)に示す実施形態6の冷凍機も、実施形態4と同様の2段圧縮1段膨張の構成を有し、実施形態4との相違は、主流側減圧機構21と分流側減圧機構23との双方がそれぞれ膨張機で形成されている点であって、その他は実施形態4と同様である。したがってこの実施形態6の冷凍機では、同図(b)に示すように、ガス冷却器5から蒸発器13へと送られる主流冷媒

(8)

特開2003-74999

13

クルにおけるCOPを100%としたときのCOP比、高段側と低段側との冷媒流量比についての各試算結果を示している。なお、これらグラフには、[従来の技術]の欄で説明した「従来例1」と「従来例2」とについての結果も「2段圧縮放熱器付」とグループ化して併せて示している。

【0055】また、従来例2の説明図である前記図23(a)において、低段側圧縮機81と放熱器83と高段側圧縮機82とから成る圧縮機側の構成を1基の圧縮機に代えた回路構成を、「単段」若しくは「比較例1」と表記して示している。さらに、本発明の説明図である図1(a)において、膨張機から成る高段側減圧機構7に代えてこれを膨張弁で構成し、したがって、高段側と低段側との両減圧機構7・11の双方を膨張弁とした回路構成を「比較例2」として、また、図4(a)において、膨張機から成る分流通減圧機構23に代えてこれを膨張弁で構成し、したがって、主流通と分流通との両減圧機構21・23の双方を膨張弁とした回路構成を「比較例3」として併せて示している。

【0056】このときの試算条件は、[従来の技術]の欄での「従来例1」と「従来例2」とについての条件と同様に、下記のように設定した。

- ・蒸発温度-30℃
- ・ガス冷却器出口温度37℃
- ガス冷却器圧力はCOPを最大にする圧力
- ・蒸発器出口過熱度0℃
- ・冷媒圧力損失は無視、熱交換器性能の冷媒間による差も無視
- ・圧縮機効率60%
- ・膨張機効率60%

また、これに下記条件を加えた。

- ・高圧は9.6MPa
- ・放熱器付きの従来例1・2を除く各回路では、中間圧を(高圧×低圧)の1/2乗とし、3.7MPa
- ・2段圧縮1段膨張の場合、中間冷却器9の出口温度は中間圧飽和温度2.3℃と5℃の温度差をとって、7.3℃とした。

【0057】まず図7に示されているように、吐出温度は、単段サイクル(比較例1)では160℃を超えており、この場合は圧縮機の信頼性が著しく損なわれる。また、2段圧縮放熱器付の従来例1・2では、高段側は低いものの低段側が120℃になっており、信頼性上、全く余裕のない運転となる。これに対し、2段圧縮2段膨

14

器5の出口と蒸発器13の入口との間に介設される第1減圧機構11・21とは別に、ガス冷却器5の出口に冷媒流入口が、圧縮機1の中間圧領域に冷媒流出口が各々追追する第2減圧機構11・23を設け、これら第1・第2減圧機構の少なくともいずれか一方を膨張機によって形成した装置では、吐出温度の低下に加えてCOPも向上したものになっている。

【0059】さらに図8において、各実施形態毎に検討を加えると、まず、実施形態3(2段圧縮2段膨張で、高段側と低段側との双方の減圧機構が膨張機の構成)が最も高いCOPを示し、次に従来例2、実施形態6(2段圧縮1段膨張で、主流通と分流通との双方の減圧機構が膨張機の構成)の順に高くなっている。ここで注目すべきは、実施形態1(2段圧縮2段膨張で、高段側の減圧機構のみが膨張機から成る構成)では、高段側しか膨張動力を回収していないにも拘わらず、上記した実施形態3や従来例2、実施形態6に比べて、殆ど変わらないことCOP値を示していることである。

【0060】この理由は、第9図に示した高段側圧縮機冷媒流量比にある。2段圧縮2段膨張あるいは、2段圧縮1段膨張の場合は、高段側圧縮機を通る冷媒流量が、低段側圧縮機を通る冷媒流量の2.2~2.3倍になっている。2段圧縮2段膨張の場合には、この高段側圧縮機を通る冷媒の全量が高段側の減圧機構7を通ることになり、この減圧機構7を通る冷媒流量が他の場合に比べて大きくなる。したがって実施形態1のように、高段側の減圧機構7のみが膨張機から成る構成でも大きな回収動力が得られ、動力回収によるCOP向上率が高くなる。逆に、2段圧縮2段膨張サイクルで低段側の減圧機構11のみが膨張機から成る実施形態2の場合は回収動力は小さくなり、動力回収によるCOP向上率も低い。

【0061】一方、2段圧縮1段膨張の場合は、高段側圧縮機3からの吐出冷媒がガス冷却器5を通過後に主流通減圧機構21に向かう冷媒と、分流通減圧機構23に向かう冷媒とに分流され、これら各減圧機構21・23を通る流量がほぼ等しくなるために、主流通と分流通との各減圧機構21・23とのいずれか一方のみが膨張機から成る構成(実施形態4・実施形態5)では、COP向上率が比較的小さくなる。

【0062】したがって、膨張機のコストを考えた場合、2段圧縮2段膨張で高段側の減圧機構7のみが膨張機から成る実施形態1は、膨張機1台で吐出温度を低くすることができ、かつ、COPも高ことから、信頼性と

15

みが膨張機から成る構成（実施形態4）では、実施形態1に比べてCOP向上率は低いものの、膨張弁から成る主流側減圧機構21によって蒸発器過熱度を制御できるメリットを上記同様に備えている。

【0064】2段圧縮1段膨張で主流側減圧機構21のみが膨張機から成る構成（実施形態5）も、実施形態1に比べてCOP向上率は低いものの、膨張弁からなる分流通減圧機構23によってガス冷却器5内の冷媒充填量を制御でき、これによって高圧を制御できるメリットを備えている。2段圧縮2段膨張で高段側減圧機構7が膨張機から成る実施形態2の構成も、同じメリットを有している。

【0065】高段側と低段側との各減圧機構7・11の双方が膨張機から成る実施形態3や、主流側と分流側との各減圧機構21・23の双方が膨張機から成る実施形態6では、過熱度や高圧制御は難しいものの、回収動力が大きいというメリットを備えるものになっている。

【0066】次に、上記した各実施形態1～6の構成に、さらに高圧制御や過熱度制御のための構成を付加した他の実施形態について説明する。図10（a）に示す冷凍機は、前記図1（a）を参照して説明した実施形態1の構成において、ガス冷却器5と、膨張機から成る高段側減圧機構7との間の第2配管6に、さらに膨張弁31を介設して構成されている。したがって図10（b）に示すように、ガス冷却器5で状態eまで冷却された冷媒は、上記膨張弁31通過時に等エンタルピ線（e-f）に沿う減圧膨張が加えられる。このような膨張弁31を設けることによって高圧を制御することができる。反面、膨張機から成る高段側減圧機構7の前後の差圧が減少するため、回収動力は若干低下する。

【0067】図11（a）に示す冷凍機は、前記図4（a）を参照して説明した実施形態4の構成において、膨張機から成る分流側減圧機構23の上流側に、上記同様に高圧を制御するための膨張弁31を介設して構成されている。なお同図には膨張弁31を分流配管22に介設した例を示しているが、これを、第2配管6における第2上流側配管6aに介設した構成としても良く、また、第2下流側配管6bに介設した構成とすることも可能である。

【0068】図12（a）に示す冷凍機は、前記図3（a）を参照して説明した実施形態3の構成、すなわち、2段圧縮2段膨張で高段側と低段側との各減圧機構7・11の双方が膨張機から成る構成において、高段側

(9)

特開2003-74999

16

けて、高圧制御を行えるように構成されている。なおこの場合も、この膨張弁31は、図示のように分流配管22に介設した構成に代えて、第2配管6における第2上流側配管6aや第2下流側配管6bに各々介設した構成としても良い。

【0070】図14（a）に示す冷凍機は、2段圧縮2段膨張で高段側と低段側との各減圧機構7・11の双方が膨張機から成る構成において、高段側減圧機構7の上流に上記同様の高圧制御用の膨張弁31を設けると共に、さらに、低段側減圧機構11とその上流側の中間冷却器9との間にも膨張弁32を介設して構成されている。この膨張弁32によって、蒸発器過熱度の制御も可能になる。

【0071】また、図15（a）に示す冷凍機は、2段圧縮1段膨張で主流側と分流側との各減圧機構21・23の双方が膨張機から成る構成において、分流側減圧機構23の上流に前記同様の高圧制御用の膨張弁31を設けると共に、さらに、低段側減圧機構21とその上流側の中間冷却器9との間に、上記同様の蒸発器過熱度制御用の膨張弁32を介設して構成されている。なおこの膨張弁32は、中間冷却器9よりも上流側の第2下流側配管6bに介設した構成としても良い。

【0072】このように、減圧機構を膨張機で形成する場合に、これに組合わせてその上流側にさらに膨張弁31・32を付加することによって、従来は制御することができなかった高圧制御や過熱度制御を行うことが可能となり、これによってさらに運転効率を向上させることができる。

【0073】一方、上記した各実施形態はそれぞれ中間冷却器9を設けて構成されており、この中間冷却器9が余剰冷媒を溜める冷媒貯留手段としての機能を有する構成にもなっているので、運転条件の差によって適正な冷媒循環量に変化しても、その差がこの中間冷却器9で吸収され、したがって、これによっても良好な運転効率が維持される。

【0074】さらに上記各実施形態では、高段側減圧機構7や低段側減圧機構11、或いは主流側減圧機構21や分流側減圧機構23を膨張機で形成する場合に、この膨張機がスクロール式の膨張機で形成されている。このスクロール式膨張機は、図16に示すように、固定側渦巻きラップ41が設けられた固定スクロール42に、可動側渦巻きラップ43を備える旋回スクロール44を組付けて形成されている。固定スクロール42中央の流入

(10)

特開2003-74999

17

と、流出口46に連通する外側の低圧室48と、これら両室47・48の間の膨張室49とに区画される。この膨張室49は、旋回スクロール44の旋回に伴って両ラップ41・43の接触領域が変化しても、流入口45と流出口46との双方への非連通状態が保持されて圧力的に独立した空間になるように形成されている。

【0075】一方、図17には、例えばロータリ式の膨張機で冷媒を減圧膨張させる過程を示している。この場合には、ガスの流入口に高圧弁51を必要とする。すなわち、同図(a)の状態では高圧弁51を閉にして高圧ガスをシリンダ内に流入させたとき、この流入ガスの膨張に伴ってロータリピストン52に同図(b)・(c)

(d)のように回転動作を生じさせるためには、これら(b)・(c)・(d)の間で高圧弁51を閉にしておくことが必要であり、これによって、シリンダ内に流入した高圧ガスが次第に膨張して圧力が低下する。

【0076】このような高圧弁51が無い場合にはシリンダ内が常に高圧に維持され、減圧による膨張がなされないことになって充分な膨張仕事を取り出すことができず、膨張機の効率が著しく低下する。また、上記のような高圧弁51を設ける場合、この高圧弁51の開閉タイミングを制御するカム機構などの開閉機構が必要になって、構造的に複雑なものとなる。

【0077】これに対し、この発明の各実施形態では、膨張機がスクロール式の膨張機で構成され、この場合には、前記したように、冷媒の流入口45と流出口46とのいずれにも非連通状態で保持される膨張室49内で高圧ガスが膨張しながら膨張仕事をするようになる。したがって、このスクロール式の場合には高圧弁や低圧弁、また、弁を開閉する機構などは不要になるので、簡素な構成で高効率の動力回収を行わせることが可能になる。

【0078】また上記各実施形態では、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とのいずれか一方、或いは双方が、前記したようにロータリ式またはスイング式の圧縮機で構成されている。図18には、スイング式およびロータリ(RC)式の圧縮機と、スクロール式の圧縮機との圧縮機効率の比較グラフを示している。

【0079】これら圧縮機は、図のように、シリンダ容積が特定の範囲で圧縮機効率が最大になるような傾向を持っている。シリンダ容積が小さくなるとスイング式およびロータリ式が効率的に優位になり、シリンダ容積が大きくなるとスクロール式が優位になる。また例えば空調冷凍機において、冷媒としてR407Cを用いる場合

18

段側圧縮機2や高段側圧縮機3としてスイング式若しくはロータリ式のものが用いられていることによっても、より高効率の運転が行われる装置になっている。

【0080】以上にこの発明の具体的な実施形態について説明したが、この発明は上記各形態に限定されるものではなく、この発明の範囲内で種々変更することが可能である。例えば上記各形態では、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3との2基の圧縮機を設けて、ガス冷媒を圧縮する圧縮機構1を構成した例を示したが、この発明の請求項7、8、14、15、16を除く各請求項記載の範囲では、圧縮機構1が1基の圧縮機から成る構成とすることも可能である。例えば図19に、前記図1(a)を参照して説明した実施形態1の冷凍機において、低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とに代えて、1基の圧縮機61を設けて構成した例を示している。また図20には、前記図4(a)を参照して説明した実施形態4の冷凍機において、上記同様に圧縮機構1を1基の圧縮機61で構成した例を示している。これらの場合、圧縮機61と中間冷却器9とは、1本の中間圧接続管62で相互に接続され、この中間圧接続管62を通して、中間冷却器9から、圧縮機61内の中間圧領域に一部冷媒がインジェクションされることで、前記各実施形態同様に、圧縮機61からの吐出冷媒温度の低下等を図ることができる。

【0081】なお圧縮機61には、その吸込口と吐出口との間の中間圧領域に臨む箇所に、上記の中間圧接続管62が接続される中間ポートが形成されることになる。図21に、このような中間ポートが形成されたスクロール型の圧縮機の一例を示している。この場合も、前記したスクロール式膨張機とはほぼ同様に、中央の吐出口に連通する高圧室63と、外側の吸込口に連通する低圧室64との間に圧縮室65が形成されており、この圧縮室65の中間圧領域に臨ませて、中間ポート66が形成される。

【0082】このようなスクロール式の圧縮機では、前記同様に、上記の圧縮室65は吐出口と吸込口との双方への非連通状態が保持されて圧力的に独立している。したがって、この圧縮室65に前記中間圧接続管62を通してインジェクションされた冷媒は、吸込圧まで低下することはない。つまり、ロータリ式やスイング式の圧縮機では、シリンダ内における中間圧領域に臨む箇所に中間ポートを設けたとしても、このポートが吸込口に連通する状態が生じ、このとき、インジェクションされた冷媒は吸込圧まで低下する。したがって、この低下した

(11)

特開2003-74999

19

20

できる。

【0083】一方、前記各実施形態においては、それぞれ中間冷却器9を設けて構成したが、この発明の請求項6、8、13、15を除く各請求項記載の範囲では、このような中間冷却器9を設けない構成としても良い。このとき、例えば前記図1(a)に示した回路等においては、高段側減圧機構7と低段側減圧機構11とを相互に接続する配管の途中に分岐配管を設ける一方、低段側圧縮機2の吐出口2bを高段側圧縮機3の吸込口3bに直接接続し、この接続管の途中に、上記分岐配管を接続した構成とすれば良い。

【0084】また、例えば前記図4(a)に示した回路等においては、中間冷却器9に接続されている分流配管22を、上記同様に低段側圧縮機2と高段側圧縮機3とを相互に接続する接続管の途中に接続すれば良く、また、このときの分流配管22の途中に、熱交換用配管9aに沿って隣接する熱交換部を設けて、この分流配管22内を流れる冷媒と、熱交換用配管9a内を流れる冷媒との間で熱交換を生じさせる構成とすれば良い。さらに、このような熱交換部を設けずに構成することも可能であり、この場合でも、分流側減圧機構23を通して温度が低下した冷媒が分流配管22を通して圧縮機構2の中間圧領域にインジェクションされることで、吐出温度の低下等を図ることができる。

【0085】一方、前記各実施形態では、冷媒として二酸化炭素を用いる場合を例に挙げたが、例えばエチレン、エタン、酸化窒素など、高圧側が超臨界域で運転される冷媒を用いるその他の冷凍機にも本発明を適用して構成することが可能である。

【0086】

【発明の効果】請求項1、2の冷凍機によれば、ガス冷却器で冷却され、さらに第2減圧機構での減圧膨張で温度低下を生じた一部冷媒が、圧縮機構での圧縮途中の冷媒に混合されるので吐出温度が低下し、これによってオイル劣化や焼き付きが防止されて信頼性が向上し、またCOPが向上する。しかも、第1減圧機構と第2減圧機構との少なくともいずれか一方が膨張機で形成されているので、この膨張機によって動力回収が行われ、これによってさらにCOPが向上する。また、第1減圧機構が膨張弁で形成されている場合には、この膨張弁で蒸発器過熱度制御を行わせることができ、第2減圧機構が膨張弁で形成されている場合には高圧制御を行わせることができるので、これらの場合には、より適正な冷媒循環管

の制御可能な装置とすることができる。また請求項5の冷凍機によれば、膨張弁により、蒸発器過熱度を制御可能な装置とすることができる。

【0089】請求項6の冷凍機によれば、余剰冷媒を中間冷却器で吸収することができるので、運転条件が変化しても常に適正冷媒量にて運転可能な装置とすることができる。これによってさらにCOPが向上した装置とすることができる。

【0090】また圧縮機構については、請求項7のように、吸込口に蒸発器が接続された低段側圧縮機と、吐出口にガス冷却器が接続された高段側圧縮機とを設けて形成し、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機の吸込口との間を前記中間圧領域として形成した構成とすることができる。このように構成すれば、圧縮機にシリンダ内に連通する中間ポート等を設ける必要がないので、その構造を簡略化でき、動作信頼性が向上する。またこのとき、中間冷却器も設ける場合には、請求項8のように、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機の吸込口とをそれぞれ中間冷却器に連通させた構成とすることができる。

【0091】請求項9の冷凍機によれば、ガス冷却器で冷却され、さらに第2減圧機構での減圧膨張で温度低下を生じた一部冷媒が、圧縮機構での圧縮途中の冷媒に混合されるので吐出温度が低下し、これによってオイル劣化や焼き付きが防止されて信頼性が向上し、またCOPが向上する。しかも、第1減圧機構と第2減圧機構との少なくともいずれか一方が膨張機で形成されているので、この膨張機によって動力回収が行われ、これによってさらにCOPが向上する。また、第1減圧機構が膨張弁で形成されている場合には、この膨張弁で蒸発器過熱度制御を行わせることができ、第2減圧機構が膨張弁で形成されている場合には高圧制御を行わせることができるので、これらの場合には、より適正な冷媒循環量での運転を維持することが可能になって、これによっても全体的なCOPが向上する。

【0092】また、請求項10の冷凍機のように、第2減圧機構とガス冷却器との間に膨張弁を介設することによって、高圧制御可能な装置とすることができる。また、請求項11の冷凍機のように、ガス冷却器と第1減圧機構との間で分流配管の接続箇所よりも第1減圧機構側、すなわち、この第1減圧機構の上流に膨張弁を介設した構成とすることで、蒸発器過熱度の制御可能な装置とすることができる。

【0093】請求項12の冷凍機によれば、ガス冷却器

(12)

特開2003-74999

21

置にて運転可能な装置とすることができ、これによってさらにCOPが向上した装置とすることができる。

【0095】また圧縮機構については、請求項14のように、吸込口に蒸発器が接続された低段側圧縮機と、吐出口にガス冷却器が接続された高段側圧縮機とを設けて形成し、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機の吸込口との間を前記中間圧領域として形成した構成とすることができ、このように構成すれば、圧縮機にシリンダ内に連通する中間ポート等を設ける必要がないので、その構造を簡略化でき、動作信頼性が向上する。またこのとき、中間冷却器も設ける場合には、請求項15のように、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機の吸込口とをそれぞれ中間冷却器に連通させた構成とすることができる。

【0096】さらに請求項16の冷凍機のように、低段側圧縮機と高段側圧縮機とを設けて構成する場合、これらのうちの少なくとも一方をロータリ式またはスイング式の圧縮機で形成した構成とすれば、例えば二酸化炭素を冷媒として用いる場合でもより圧縮機効率の優れた装置とすることが可能になる。

【0097】一方、請求項17の冷凍機のように、膨張機をスクロール式膨張機で形成することによって、例えばロータリ式の膨張機を用いる場合に比べ、より簡素な構成で高効率の動力回収を行わせることができる。

【0098】特に請求項18や請求項19のように、吐出温度が高くなり易い場合でも、膨張機の中間圧の冷媒を圧縮機構の中間圧力領域にインジェクションすることで吐出温度が抑えられるので、高効率で信頼性の高い装置とすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の実施形態1における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図2】この発明の実施形態2における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図3】この発明の実施形態3における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図4】この発明の実施形態4における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図5】この発明の実施形態5における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図6】この発明の実施形態6における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図7】上記実施形態の冷凍機における吐出温度の試

22

機を流れる冷媒流量に対する高段側圧縮機を流れる冷媒流量比の試算結果を示すグラフである。

【図10】この発明の他の実施形態での冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図11】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図12】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図13】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図14】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図15】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図16】スクロール式膨張機の構成を示す断面模式図である。

【図17】ロータリ式膨張機での膨張過程を説明するための模式図である。

【図18】スイング式またはロータリ式(RC式)圧縮機とスクロール式圧縮機とにおけるシリンダ容積に対する圧縮機効率の変化を示すグラフである。

【図19】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図である。

【図20】この発明のさらに他の実施形態における冷凍機の冷媒回路図である。

【図21】図19・20に示す冷凍機における圧縮機の構成を示す断面模式図である。

【図22】従来の冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

【図23】従来の他の冷凍機の冷媒回路図とモリエル線図である。

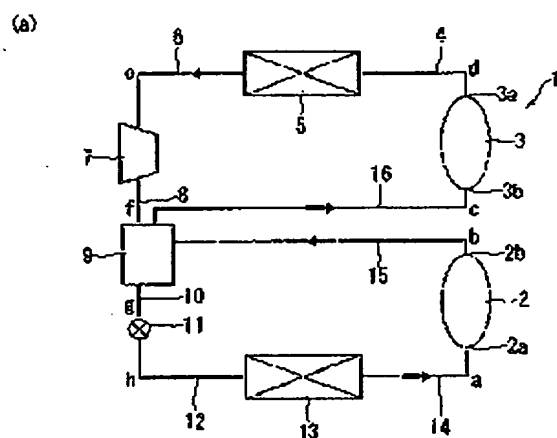
【符号の説明】

- 1 圧縮機構
- 2 低段側圧縮機
- 3 高段側圧縮機
- 5 ガス冷却器
- 7 高段側減圧機構(第2減圧機構)
- 9 中間冷却器(熱交換部)
- 11 低段側減圧機構(第1減圧機構)
- 13 蒸発器
- 21 主液側減圧機構(第1減圧機構)
- 22 分液配管
- 23 分液側減圧機構(第2減圧機構)

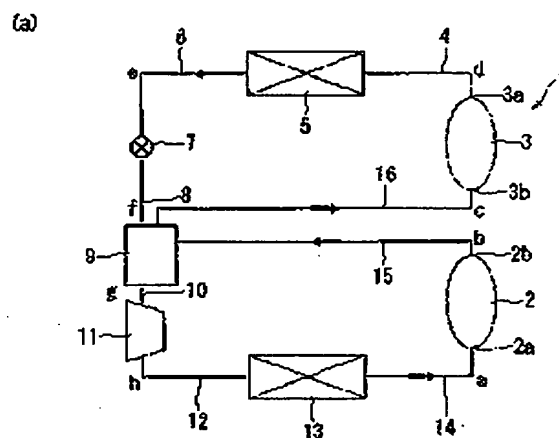
(13)

特開2003-74999

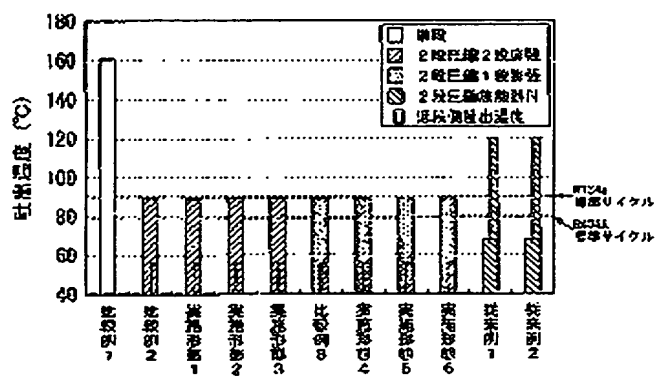
【図1】



【図2】

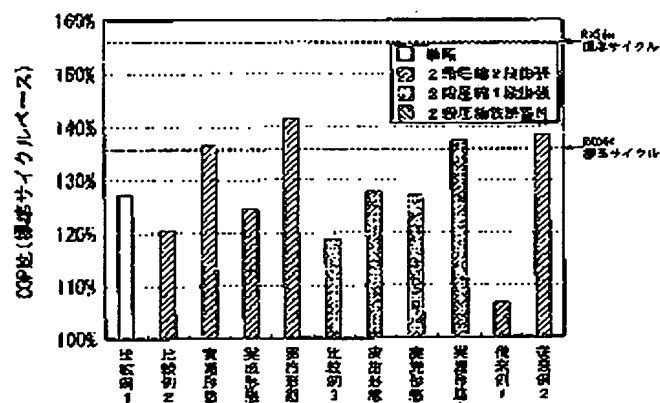


【図7】



【図18】

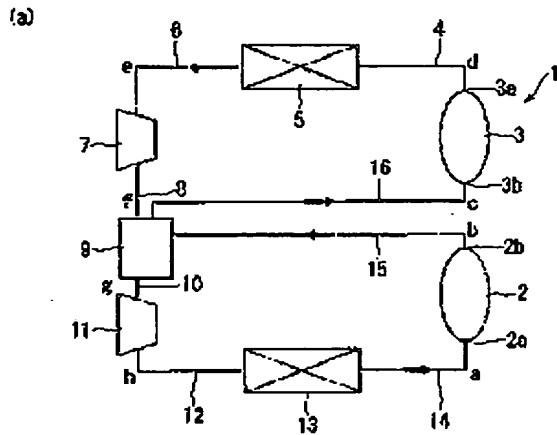
【図8】



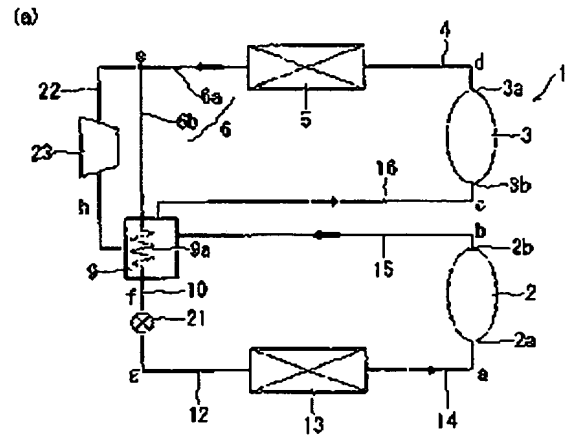
(14)

特開2003-74999

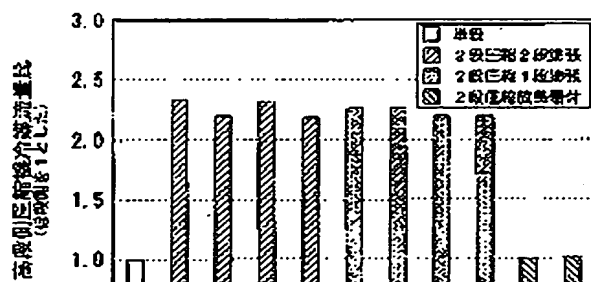
【図3】



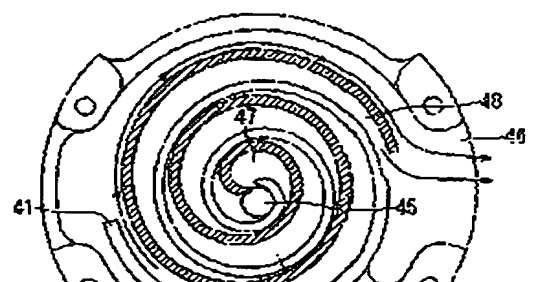
【図4】



【図9】



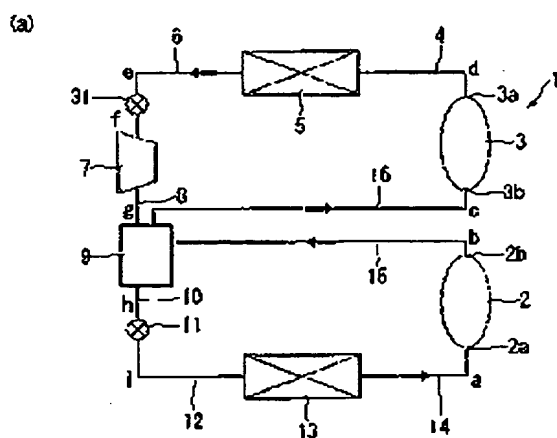
【図16】



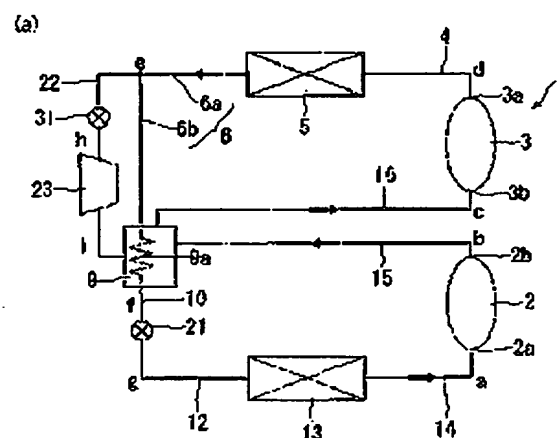
(15)

特開2003-74999

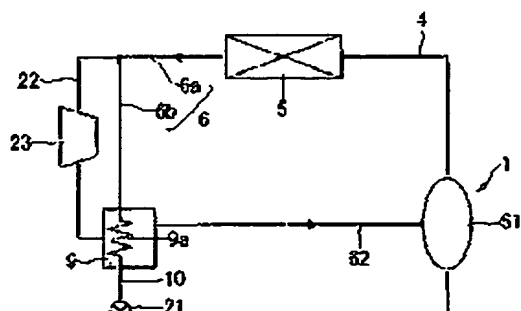
【図10】



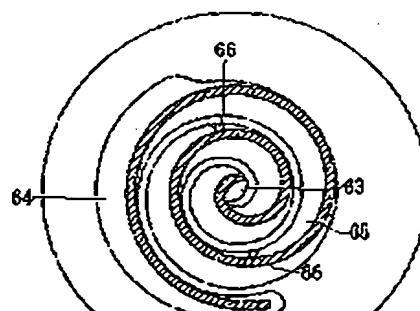
【図11】



【図20】



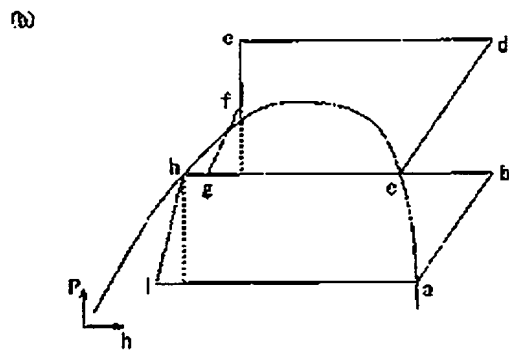
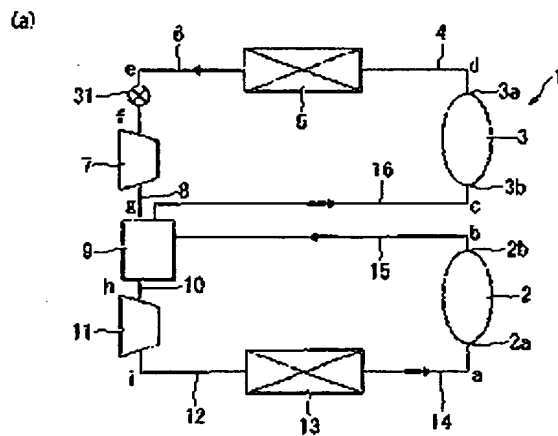
【図21】



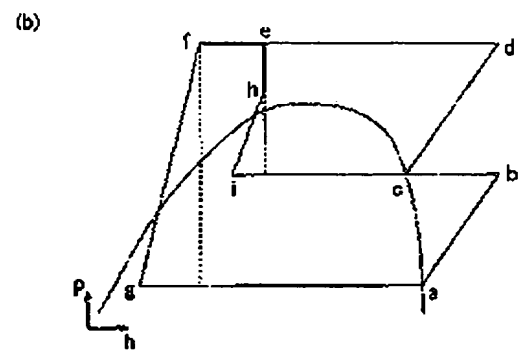
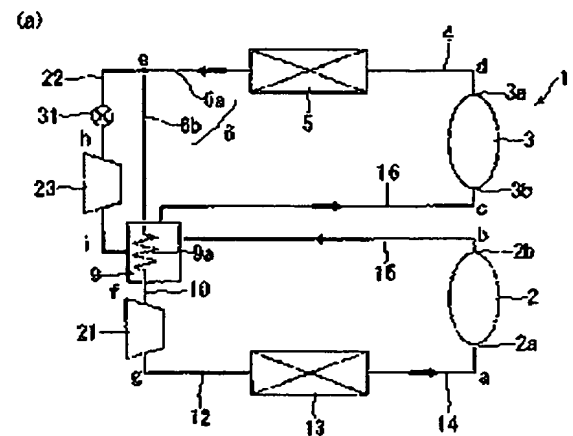
(17)

特開2003-74999

【圖 12】



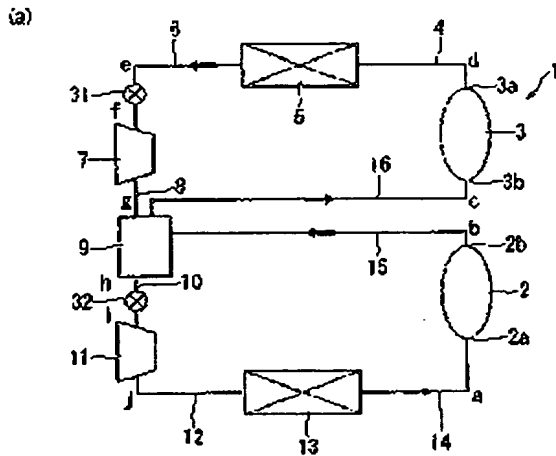
【图 13】



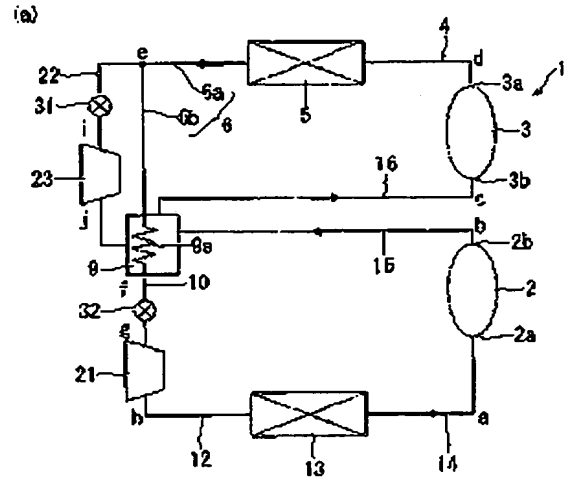
(18)

特開2003-74999

【図14】



【図15】

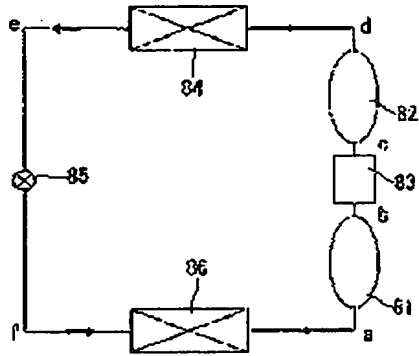


(19)

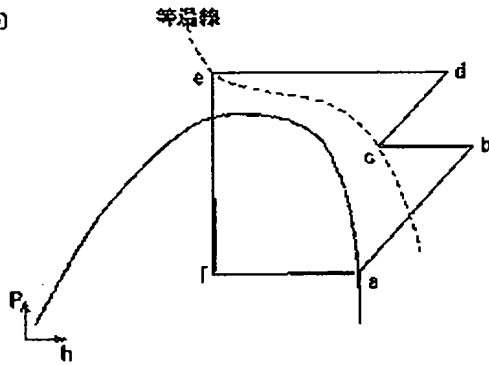
特開2003-74999

【図22】

(a)

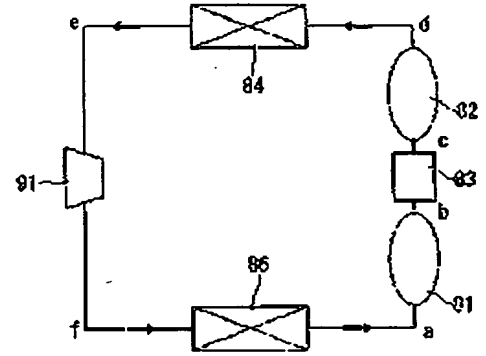


(b)



【図23】

(a)



(b)

